

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 62-235; 621.833

И.В. БОНДАРЕНКО, студент НТУ «ХПИ»;
О.И. АБЛЯСКИН, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В статье рассмотрена комплексная оценка влияния различных конструктивных факторов на качество передачи, в первую очередь повышение ее несущей способности.

У статті розглянута комплексна оцінка впливу різних конструктивних факторів на якість передачі, в першу чергу підвищення її навантажувальної здатності.

In the article there is the considered comprehensive assessment of the influence of various structural factors on the transmission quality primarily to increase its carrying capacity.

Введение

Зубчатые передачи имеют ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с другими передачами – высокую нагрузочную способность, надежность, достаточно высокий КПД, стабильность передаточного отношения, относительно небольшие габариты и массу. Подтверждением этому является широкое использование зубчатых механизмов в трансмиссиях и других приводах не только транспортных сухопутных машин, но и в авиации, судостроении, станкостроении и в других областях.

Существует много факторов, которые влияют как на геометрические параметры зубьев, так и зубчатую передачу в целом. Ряд этих факторов учитывают непосредственно при проектировании передачи (форма зуба, ее модификации в радиальном и осевом направлениях, конструкция зубчатых колес, их установка на валах, жесткость валов и их опор и прочее). Другие факторы проявляются во время работы передачи: деформация зубьев, венцов и других элементов зубчатых колес, деформация валов и их опор, корпусных деталей, износ зубьев и других деталей передачи.

Проблема повышения технико-экономических показателей зубчатых передач является актуальной и от ее успешного решения зависит дальнейшее развитие и совершенствование современного редукторостроения.

Анализ последних достижений и публикаций

В работе [1] рассмотрены факторы, влияющие на несущую способность, такие как выбор материала зубчатых колес, технология их изготовления, термообработка. В статье [2] проведен анализ основных материалов, применяемых для изготовления зубчатых колес приводов

кривошипных прессов, рассмотрены методы термической обработки колес марки стали 12ХНЗА и выполнены исследования ее качественных показателей в зависимости от режимов обработки.

Цель и постановка задачи

Зубчатое колесо является одним из рабочих элементов конструкции планетарной передачи, и его нагрузочная способность зависит от выбора конструктивных параметров, материала и качества изготовления. В процессе эксплуатации зубчатых колес действующая на них сила раскладывается на два основных вида нагрузок: контактные и изгибающие. Под действием изгибающих нагрузок напряжения по сечению колес распределяются крайне неравномерно, при этом их максимальные значения имеют место в поверхностных слоях [3].

Задачей работы является анализ параметров для изготовления зубчатых колес планетарных передач бортовых редукторов с целью повышения несущей способности.

Повышение несущей способности конструктивными методами

Цилиндрические прямозубые колеса целесообразно использовать в тех случаях, когда отсутствие осевых сил в передаче дает существенные конструктивные преимущества. Косозубые колеса создают при работе дополнительные осевые нагрузки на валы, оси и подшипники, а зубья шевронных колес при отсутствии достаточно ширины канавки для выхода шлифовального круга нельзя шлифовать на зубошлифовальных станках. Поэтому цилиндрические прямозубые колеса получили большое распространение в бортовых редукторах тракторов и автомобилей.

Из других систем зацепления зубчатых колес применяют зацепление М.Л. Новикова, циклоидальное, цевочное; в волновых передачах применяют треугольный профиль, но с увеличенным до 30° углом исходного контура с уменьшенной высотой. Но в бортовых передачах тракторов наибольшее применение находит эвольвентное зацепление.

Модуль зубьев колес определяют из расчета зубьев на изгибную прочность. Расчет при одинаковых материалах и упрочнении ведут по колесу с меньшей изгибной прочностью, а при различных материалах и упрочнениях – по колесу с меньшим произведением $Y[G_\epsilon]$ (Y – коэффициент формы зуба, $[G_\epsilon]$ – допускаемое напряжение изгиба).

Если работоспособность и надежность зубчатой передачи ограничивается контактной прочностью зубьев, то расчетом определяют межосевое расстояние и ширину зубчатых венцов колес, по ним подбирают модуль (обычно в пределах 1%.2% от межосевого расстояния) и производят проверочный расчет зубьев на изгибную прочность. Большие значения выбирают при работе с неизбежным износом, кратковременным

нагрузением, значительными перегрузками, меньшие значения – при длительной работе, малых перегрузках и больших скоростях.

Модуль зубьев колес следует выбирать по возможности минимальным, так как в противном случае увеличиваются наружные диаметры заготовок и масса, трудоемкость обработки, потери на трение и температура нагрева.

Значения модуля менее 2мм в силовых передачах не рекомендуют из-за возможного большого понижения несущей способности в результате износа, повышенного влияния неоднородностей материала, трудности качественной термической обработки и опасности разрушения при перегрузках. Долговечность зубьев по износу пропорциональна их модулю.

Нагрузочная способность зубьев колес определяется изгибной прочностью. Числа зубьев колес, для обеспечения максимальной компактности и минимальной стоимости передачи при прочих измененных условиях выбирают по возможности меньшим. С уменьшение чисел зубьев колес при неизменном их радиусе кривизны выкружки и модуле коэффициент формы зубьев снижается, а их напряженность возрастает.

При малых и средних окружных скоростях и постоянной нагрузке числа зубьев зацепляющихся колес желательно выбирать кратным друг другу, что ускорит их прирабатываемость. При больших скоростях и переменной нагрузке, наоборот, желательны взаимно простые числа зубьев.

Минимально допустимое число зубьев шестерни для 20° некорректированного зацепления $z_{\min} = 17...20$, при пониженных требованиях к плавности зацепления $z_{\min} = 14$, а для скорректированного зацепления $z_{\min} = 10...12$ и даже меньше. Для быстроходных зубчатых передач В.Н. Кудрявцев рекомендует принимать $z_{\min} \geq 25...27$.

Максимальное число зубьев шестерни из условия их изгибной прочности для передач с цилиндрическими колесами при необходимости обеспечения одинаковой нагрузочной способности зубьев по изгибной и контактной прочности можно определить по зависимостям, приведенным в работе [4].

Относительную ширину зубчатых венцов колес следует выбирать с учетом конструкции и условий работы передачи, вида колес и прирабатываемости их зубьев. По данным работы [5], относительная ширина зубчатых венцов во вновь проектируемых передачах должна быть такой, при которой коэффициент деформации валов и зубчатых колес $k_n \geq 0,8$. При большой ширине зубчатых венцов иногда трудно обеспечить достаточную долговечность подшипников и достаточную прочность валов.

С увеличением относительной ширины зубчатых венцов уменьшаются диаметры колес, их окружные скорости, динамические нагрузки в зацеплениях, поперечные габаритные размеры передач и интенсивность их шума. Однако при этом возрастают габаритные размеры передачи в осевом

направлении, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев, усилия на опоры и потери в них на трение, габаритные размеры и масса подшипниковых узлов. Для прямозубых колес грузовых автомобилей относительная ширина зубчатого венца составляет $\psi = b/m = 4,4 \dots 7$. Около 75% прямозубых цилиндрических колес имеют $\psi = 4 \dots 10$.

Зубчатый венец шестерни часто выполняют на 5...10 мм шире венца колеса, что несколько облегчает сборку передачи и исключает контакт непосредственно у торца зуба шестерни, опасный в случае твердых ее зубьев. Однако в передачах, у которых все колеса имеют твердые зубья, разница в ширине зубчатых венцов нежелательна. Неравномерное распределение контактных давлений по длине зуба может приводить к преждевременным контактным разрушениям зубьев.

С увеличением угла наклона зубьев β повышаются коэффициент перекрытия, плавность зацепления и снижаются динамические нагрузки, но одновременно с этим возрастают осевые усилия передачи и несколько усложняется изготовление зубчатых колес. Угол наклона зубьев сильно влияет на жесткость зацепления. По данным К. И. Заблонского, влияние деформации кручения шестерни на распределение нагрузки вдоль контактных линий зубьев с увеличением β уменьшается. Конкретные значения углов наклона зубьев в проектируемых передачах определяют расчетным путем, исходя из требуемых межосевых расстояний.

Деформация обода благоприятно влияет на распределение нагрузки среди двух пар зубьев зацепляющихся колес, так как обеспечивает реализацию двухпарного зацепления при больших погрешностях зубчатых венцов и меньших нагрузках. С уменьшением толщины обода, начиная от значения 1,6mm при 20-ти градусном зацеплении, снижается изгибная прочность как самого обода, так и зубьев [6], притом тем больше, чем больше количество зубьев, модуль и коэффициент коррекции колеса и чем меньше радиус выкружки зубьев. Правильный выбор формы и толщины обода и диафрагмы зубчатых колес имеет большое значение для предупреждения их поломок от резонансных колебаний, которые имеют иногда место в быстроходных передачах.

При шлицевом соединении зубчатых колес с валом большое значение для качества работы зубчатой передачи имеет правильное расположение зубчатого венца относительно шлицевого сопряжения [7]. Шлицы в процессе эксплуатации изнашиваются, а характер изнашивания по длине шлицевого соединения зависит от расположения зубчатого венца колеса относительно шлицевого сопряжения. Неравномерное изнашивание шлицев приводит к перераспределению нагрузки зубьев колес по длине контактных линий. Если середина зуба не лежит по длине на плоскости симметрии шлицевого сопряжения, то равнодействующая нагрузки зуба постоянно стремится сосредоточиться на его краю. Избежать неравномерного изнашивания

шлицев и тем самым перекоса зубьев в зацеплении можно путем придания шлицам неодинаковой высоты по их длине за счет проточки отверстия ступицы или шлицевого участка вала на конус. В ответственных передачах для выбора оптимального относительного расположения зубчатого венца и шлицевого сопряжения необходимо учитывать фактические жесткости элементов и конструкцию зубчатой передачи и колес.

Планетарные передачи применяют преимущественно тогда, когда необходимо обеспечить: особо малые габаритные размеры и вес, очень большое передаточное число, сложение и разложение вращений, легкое управление и регулирование скоростей в передаче. Существенную помощь при выборе типа передачи могут оказать имеющиеся данные, содержащие ориентировочные значения передаточных чисел, к.п.д. и мощностей для некоторых типов планетарных передач [8, 9, 10].

Выбор чисел зубьев колес, количества сателлитов и их размеров в планетарных передачах должны обеспечивать получение соосности передачи, желаемое соседство сателлитов и возможность сборки передачи [9].

Выбор типа передачи оказывают значения передаточных чисел, к.п.д. и мощности. К.п.д. планетарных передач резко снижается с увеличением передаточного числа и зависит от величины передаваемого крутящего момента, числа оборотов, температуры и уровня масла в картере. Ведомый вал простых планетарных передач с очень большими передаточными числами вращается весьма неравномерно и с увеличением передаточного числа неравномерность вращения вала возрастает.

Для обеспечения наиболее равномерного распределения нагрузки между сателлитами рекомендуют повышать точность изготовления деталей планетарных передач, предусматривать в конструкциях передач специальные уравнильные устройства и применять соответствующие способы компенсации первичных ошибок при сборке передач.

Все перечисленные выше причины неравномерного распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев в простых зубчатых передачах и мероприятия по его улучшению в определенной мере относятся и к планетарным передачам.

Вывод

Нагрузочную способность зубчатого колеса определяют ряд параметров, каждый из которых изменяет ее в меньшую или большую сторону. Наиболее значимые параметры – это конструктивные. Из перечисленных выше конструктивных параметров наиболее влиятельными оказались такие как: модуль колеса, число зубьев, ширина венца. Для планетарных передач, использующихся в бортовых редукторах, эти параметры также являются основополагающими параметрами несущей способности зубчатого зацепления. По данным оценки этих параметров выше, можно определить

рациональное значение каждого из них. Рациональный тип планетарной передачи бортового редуктора – простейший и имеет минимальные осевые габаритные размеры. Модуль колес зацепления $m = 3 \dots 8$ мм. Число зубьев сателлитов и солнечной шестерни $z_c = 17 \dots 20$. Зубчатый венец солнечной шестерни необходимо выполнять на 5 – 10 мм шире венца сателлитов.

Список литературы: 1. *Середа Б.П.* Поверхневе зміцнення матеріалів: монографія / *Б.П. Середа, Н. Е. Калініна, І. В. Кругляк*. – Запоріжжя: Видавництво ЗІДА, 2004. – 230 с. – Библиогр.: с.278-285 2. *Середа Б.П., Васильченко Т.А., Кругляк И.В., Бондаренко Ю.В., Глебенко А.В.* Выбор материала и методов термической обработки рабочих элементов приводов кривошипных прессов / Запорожская государственная инженерная академия, Запорожский национальный технический университет, 2001г. 3. *Кораблев А.И., Решетов Д. Н.* Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. Изд-во «Машиностроение». 4. *Кудрявцев В.Н.* Зубчатые передачи. М.-Л., Машгиз, 1957. 5. Справочник машиностроителя, т. 4, кн. 1. М., Машгиз, 1962. 6. *Б ашеев С.М., Антонюк В.Е.* Расчет напряжений в зубчатом колесе с гибким ободом. «Вестник машиностроения», 1965, №11. 7. *Костровский Г.И.* Исследование механизма работы и износа шлицевых соединений шестеренчатых передач. «Труды всероссийского научно-исследовательского института механизации и электрификации сельского хозяйства», вып. 2. Ростовское книжное издательство, 1960. 8. «Детали машин». Сб. материалов по расчету и конструированию под ред. *Н.С. Ачеркана*, книга 1. М., Машгиз, 1953. 9. *Кудрявцев В.Н.* Планетарные передачи. М.-Л., Машгиз, 1960. 10. *Решетов Д.Н.* Детали машин. Машгиз, М.-Л., 1964.

Поступила в редколлегию 04.04.2012